한국정밀공학회지 제 22 권 제 1 호 (2005 년 1 월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 22, No. 1, January 2005.

고속전철 집전시스템의 동역학 해석에 관한 연구 (I. 가선계의 모델링 및 해석)

서종휘#, 정일호*, 박태원*, 목진용**, 김영국**, 김석원**

Dynamic Analysis of a Pantograph-Catenary System for High-Speed Train (I. Modeling and Analysis of a Catenary System)

Jong-Hwi Seo #, Il-Ho Jung *, Tae-Won Park *, Jin-Yong Mok **, Young-Guk Kim **, Seok-Won Kim **

ABSTRACT

The dynamic properties between catenary and pantograph of high-speed train are very important factors to affect the stable electric power supply. So as to design the reliable current collection system, a multibody simulation model is needed. In this paper, the dynamic analysis method for a pantograph-catenary cable system of high-speed train is presented. The very deformable motion of a catenary cable is demonstrated using nonlinear continuous beam theory, which is based on an absolute nodal coordinate formulation, and the pantograph is modeled as a rigid multibody. The proposed method might be very efficient, because this method can present the nonlinear properties of a flexible catenary cable and set a various boundary conditions.

Key Words: High-Speed Train (고속전철), Pantograph (판토그래프), Catenary System (가선계), Absolute Nodal Coordinates (절대절점좌표), Nonlinear Continuous Beam Element (비선형 연속체 빔 요소).

1. 서론

고속전철의 최고 운영속도를 결정짓는 핵심기술의 하나가 가선계로부터 판토그래프를 이용하여 안정된 전력을 인입하는 집전기술이며, 선진국에서조차 기술이전을 가장 꺼리는 매우 중요한 기계기술이다. 이러한 집전기술은 고속주행에서 열차의 진동, 돌풍 등과 같은 외적 변수에 관계없이 판토그래프가 가선계와 안정된 접촉을 유지하게 하여, 운행 중 발생하는 사고의 주요 원인의 하나인 이선(loss of contact)현상을 최소화하도록 하는 것이다. 이러한 기술 개발의 배경에는 가선-판토그래프 시스템(catenary-pantograph system)에 대한 시뮬레이션 및 성능 시험이 큰 역할을 하여 왔으며 특히, 고전압이 흐르는 시스템의 특성을 감안할 때, 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션 방법은 집전시스템(current collection system)의 동적 거동에 영향을 주는 많은 성능변수에 대한 분석 및 최적화에 경제적이고 효과적인 방법이 될 수 있다.

지금까지의 집전시스템 해석을 위한 방법들을

·· 접수일: 2004 년 6 월 30 일; 게재승인일: 2004 년 11 월 19 일
교신저자: 아주대학교 기계공학과
E-mail jonghwi@hanmail.net Tel. (031) 219-2952
* 아주대학교 기계공학부
** 한국철도기술연구원 (KRRI)

살펴보면, 유한차분법(FDM)이나 유한요소법(FEM)과 같은 근사해법이 주로 이용되어 왔다 [1-3]. 또한 모달해석법이나 파동방정식을 이용한 방법 등도 있다 [4-9]. 그러나 이러한 방법들은 시간과 공간에 따라 시스템의 경계조건(boundary condition)이 변하기 때문에 실제적인 해를 구하는 것은 매우 어려우며 더욱이 시스템을 단순화(simplification) 또는 선형화(linearization)해야 하는 문제점을 갖는다.

또 다른 방법으로는, 대변형(large deformation)을 일으킬 수 있는 케이블로 구성된 가선계를 집중질량(lumped mass)으로 연결하여 동역학적인 해석을 시도하고도 있으나 [10-12] 비선형 연속체 특성을 갖는 가선과 판토그래프의 연속적인 접촉현상을 구현하는 데에는 한계를 갖는다.

본 연구에서는 기존의 방법들과는 달리, 매우 유연한 가선계는 절대절점좌표(absolute nodal coordinate)를 이용한 비선형 연속체 빔으로 모델링하여 케이블의 대변형 현상을 고려할 수 있고, 판토그래프는 관성과 구속조건(constraints condition)을 갖는 강체(rigid body) 시스템으로 모델링함으로써 전체시스템을 동시에 해석할 수 있는 다물체 동역학(multibody dynamics) 해석방법을 제안하였다.

이 방법은 가선과 판토그래프의 마찰효과를 고려한 기계적인 접촉현상의 구현으로 가선의 길이방향 전달 힘을 고려할 수 있으며, 실제 주행상태에서의 판토그래프의 각 조인트에 작용하는 반력을 계산할 수 있다. 또한 고전압이 흐르는 실제 고속전철의 주행상황에서는 측정할 수 없는 가선의 동응력을 한번의 다물체 동역학 해석으로 동시에 계산할 수 있다.

첫 번째 논문에서는 가선계의 모델링과 이를 해석할 수 있는 이론적인 방법을 제시하며, 경부고속철도(KTX)에 실제 이용되고 있는 가선계의 동적 특성을 분석한다. 두 번째 논문에서는, 가선계와 판토그래프를 통합하여 해석할 수 있는 방법과 가선계의 동응력 계산방법을 제시하고, 한국형 고속전철(HSR 350x)이 경부고속전철 가선계를 주행하여 획득한 시험 데이터를 통해 그 신뢰성을 검증한다.

2. 집전시스템의 개요

집전시스템은 고속전철의 동력원 공급계통으로서 가선계와 판토그래프로 구성되며 실제로, 고속전철의 속도한계는 집전성능에 의하여 크게 좌우 되기 때문에 우수한 집전시스템의 개발을 위해서는 시스템에 대한 정확한 이해와 여러 설계인자들에 의한 동적 거동을 미리 예측 할 수 있는 해석기술이 필요하다.

2.1 가선계

Fig.1 은 실제 고속전철에 이용되는 가선계의 구조를 보여주고 있다. 일반적인 가선계는 크게 접촉선(contact wire)과 조가선(messenger wire)으로 구성되며, 이를 지지하기 위한 부수적인 구조물로서 지지대(supporter), 행거선(dropper), 가동 브라켓(moving bracket), 곡선당김 금구(steady arm, pull-off fitting)가 포함된다. 동선(Cu)으로 이루어진 접촉선은 판토그래프와 직접적인 접촉을 통해 전력을 공급하는 부분으로서 비선형 탄성변형을 하게 되며 고속전철의 반복주행으로 피로 및 마모를 겪기 쉽다. 청동으로 구성된 조가선은 접촉선의 하중에 의한 처짐을 방지하는 케이블로서 접촉선과 함께 비선형 탄성변형을 하게 되며 두 선은 모두 일정한 장력(T1, T2)을 받고 있다.

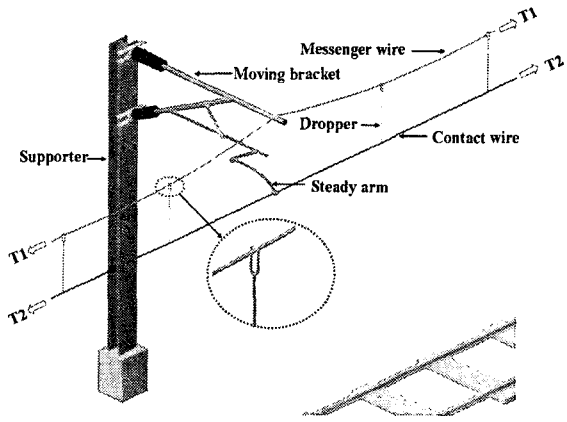

Fig. 1 Catenery system for high-speed train

행거선은 접촉선과 조가선을 상하로 연결시켜 접촉선의 하중을 조가선에 분산전달하기 위한 것으로, 인장 시에는 강체로서 역할을 하지만 압축 시에는 강성을 갖지 않는 케이블이다.

곡선당김 금구는 접촉선과 판토그래프의 집중적인 접촉에 의한 편마모방지를 위해 수평으로 지그재그 상태(staggering)가 되도록 지지하는 장치이

며 2 차원 모델의 경우, 그 하중만이 접촉선과의 연결 점에 전달된다. 지지대와 가동 브라켓은 전체 가선계를 지지하면서 접촉선과 조가선에 작용하는 장력이 지지대 사이를 전달할 수 있도록 그 연결 부분이 회전 조인트로 가설된다.

이러한 가선계는 접촉선과 조가선의 장력, 지지대 사이의 거리(경간), 행거의 간격 및 개수 등에 의해 수직방향의 강성이 변하게 되며 이는 결국 판토그래프와의 상호작용에 의한 전체 가선시스템의 성능(이선율, 접촉력, 마모특성 등)에 결정적인 영향을 미친다.

2.2 판토그래프

판토그래프는 고속전철의 주행 중에 가선계로부터 전력을 끌어들이는 장치로서 접촉선과의 기계·전기적인 인터페이스 성능이 차량시스템과 시설물의 안정성에 중요한 영향을 미치며, 고속주행 중에는 항력, 양력, 접촉에 의한 마찰력 등 다양한 외력을 받게 된다 [13]. 따라서 안정되고 연속적인 전력의 수급을 위해서는 가선계와의 상호작용을 고려한 기구적, 구조적인 설계가 필요하다. Fig.2 는 한국형 고속전철(HSR 350x)에 적용되고 있는 싱글 암형 판토그래프를 보여주고 있으며 대부분의 연결부가 핀 이음으로 이루어진다. 또한 집전판(pan-head)과 크로스바(cross bar) 사이에는 고주파 진동을 흡수하기 위한 1 차의 현가 스프링이 있고, 크로스바와 플런저(plunger) 사이에는 저주파 진동을 흡수하기 위한 2 차의 현가 스프링이 설치된다.

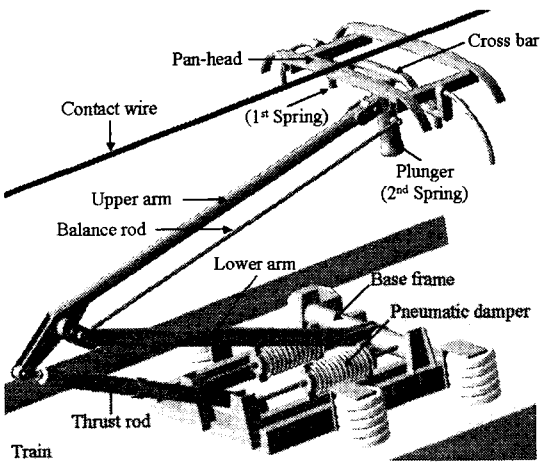

Fig. 2 Single arm type pantograph for KSR 350x

3. 가선계의 운동방정식 및 동특성 해석

3.1 가선계의 운동방정식

비선형 탄성 대변형을 하게 되는 접촉선과 조가선의 동적 거동을 모델링하기 위하여, 최근 탄성 다물체 동역학을 위해 활발하게 연구되고 절대절점좌표 [14-17] 를 이용하여 운동방정식을 유도한다.

3.1.1 케이블의 변위 관계식

Fig.3 은 가선계의 케이블 i 를 구성하는 2 차원 빔 요소 j 의 관성좌표계에 대한 양 끝 절대절점의 위치와 기울기를 나타내고 있다.

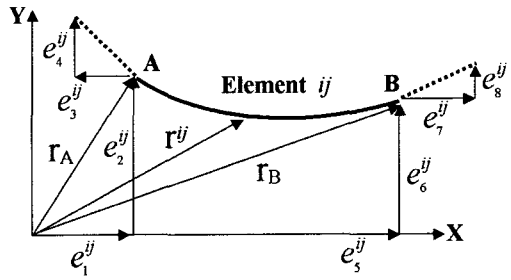

Fig. 3 The global position of an arbitrary point on a beam element j on the large deformable cable i.

빔 요소내의 임의의 위치는 형상함수와 절대절점좌표를 이용하여 식(1)과 같이 쓸 수 있다.

$$\mathbf{r}^{ij} = \begin{bmatrix} r_X^{ij} \\ r_Y^{ij} \end{bmatrix} = \mathbf{S}^{ij}(x)\ \mathbf{e}^{ij}(t) \tag{1}$$

여기서, x 는 빔의 축방향에 대한 임의의 위치이다. $\mathbf{r}^{ij}$ 는 빔 요소의 관성좌표계에 대한 위치벡터이며, $\mathbf{S}^{ij}$ 는 요소의 형상함수로서 축 방향과 축에 수직한 방향의 변형에 대해 동일한 삼차다항식(cubic polynomial)을 이용하여 식(2)와 같이 표현된다.

$$\mathbf{S}^{ij}(x) = \begin{bmatrix} S_X^{ij} \\ S_Y^{ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 & 0 & S_2 & 0 & S_3 & 0 & S_4 & 0 \\ 0 & S_1 & 0 & S_2 & 0 & S_3 & 0 & S_4 \end{bmatrix}$$

$$S_1 = 1 - \frac{3x^2}{l^2} + \frac{2x^3}{l^3}, \quad S_2 = x - \frac{2x^2}{l} + \frac{x^3}{l^2} \tag{2}$$

$$S_3 = \frac{3x^2}{l^2} - \frac{2x^3}{l^3}, \quad S_4 = -\frac{x^2}{l} + \frac{x^3}{l^2}$$

여기서, l 은 빔 요소 ij 의 변형되기 전의 길이이고 x 는 축 방향에 대한 임의의 위치이다. $\mathbf{e}^{ij}$ 는 요소의 두 끝 노드점 A, B 에 대한 위치와 기울기(slope)를 나타내는 절대절점좌표 벡터로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\mathbf{e}^{ij} = [e_1^{ij}\ e_2^{ij}\ e_3^{ij}\ e_4^{ij}\ e_5^{ij}\ e_6^{ij}\ e_7^{ij}\ e_8^{ij}]^T \tag{3}$$

여기서, $e_1^{ij}, e_2^{ij}, e_5^{ij}, e_6^{ij}$ 는 노드점 A, B 의 절대절점변위이고, $e_3^{ij}, e_4^{ij}, e_7^{ij}, e_8^{ij}$ 은 기울기로서 식(4)와 같이 쓸 수 있다 [15].

$$\left.\begin{aligned} e_1^{ij} &= r_{\mathrm{X}}^{ij}(x=0) \quad , \quad e_2^{ij} = r_{\mathrm{Y}}^{ij}(x=0) \\ e_3^{ij} &= \frac{\partial r_{\mathrm{X}}^{ij}}{\partial x}(x=0) \ , \quad e_4^{ij} = \frac{\partial r_{\mathrm{Y}}^{ij}}{\partial x}(x=0) \\ e_5^{ij} &= r_{\mathrm{X}}^{ij}(x=l) \quad , \quad e_6^{ij} = r_{\mathrm{Y}}^{ij}(x=l) \\ e_7^{ij} &= \frac{\partial r_{\mathrm{X}}^{ij}}{\partial x}(x=l) \ , \quad e_8^{ij} = \frac{\partial r_{\mathrm{Y}}^{ij}}{\partial x}(x=l) \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

이상의 변위관계식을 이용하여 케이블 i 에 대한 빔 요소 j 의 운동에너지는 식(1)을 이용하여 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} T^{ij} &= \frac{1}{2}\int_{V^{ij}} \rho^{ij}\, \dot{\mathbf{r}}^{ij\,T}\, \dot{\mathbf{r}}^{ij}\, dV^{ij} \\ &= \frac{1}{2}\dot{\mathbf{e}}^{ij\,T}\left(\int_{V^{ij}} \rho^{ij}\, \mathbf{S}^{ij\,T}\, \mathbf{S}^{ij}\, dV^{ij}\right)\dot{\mathbf{e}}^{ij} \\ &= \frac{1}{2}\dot{\mathbf{e}}^{ij\,T}\, \mathbf{M}^{ij}\, \dot{\mathbf{e}}^{ij} \end{aligned} \tag{5}$$

여기서, ρ^{ij} 와 V^{ij} 는 케이블 i 를 구성하는 빔 요소 j 에 대한 밀도와 부피이고 $\mathbf{M}^{ij}$ 은 빔 요소의 질량행렬이며, 대칭행렬(symmetric matrix)의 특징을 갖는다. 또한 형상함수 $\mathbf{S}^{ij}$ 에 의해서만 정의되기 때문에 시간에 대해서 항상 일정한 특징을 가지며, 시스템이 결정되면 한번만 계산을 하면 된다.

3.1.2 비선형 탄성력 계산

빔 요소의 질량행렬은 시간에 관계없는 상수 행렬이지만 빔의 변형에 의한 탄성력(elastic force)은 매우 비선형적이다. 빔의 탄성력은 축 방향과 전단방향의 변형에 대한 변형에너지(strain energy)를 구하고 이를 적분함으로써 얻을 수 있다. 고전적인 Euler- Bernoulli 보(beam) 이론에 기초하여 탄성력을 구하는 과정을 설명하면 다음과 같다. 먼저 Fig.4 와 같이 빔의 임의의 위치에서 축 방향과 전단방향의 변형에 대하여 식(6)을 이용함으로써 임의의 점에 대한 변형량을 계산할 수 있다.

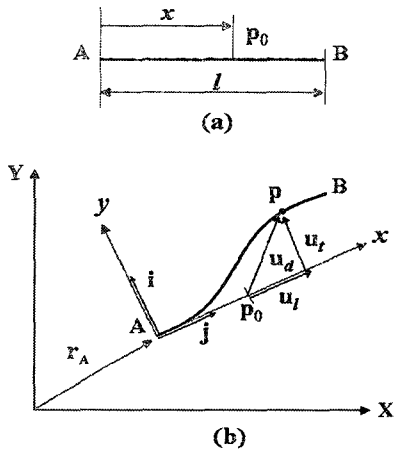

Fig. 4 (a) Original and (b) Current deformation of longitudinal and transverse

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \end{bmatrix} = \mathbf{r}_{\mathrm{p}} - \mathbf{r}_{\mathrm{A}} = (\mathbf{S}_{\mathrm{p}}^{ij} - \mathbf{S}_{\mathrm{A}}^{ij})\,\mathbf{e}^{ij} \\ \mathbf{u}_d &= \begin{bmatrix} u_l \\ u_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}^T\mathbf{i} - x \\ \mathbf{u}^T\mathbf{j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_x i_x + u_y i_y - x \\ u_x j_x + u_y j_y \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{6}$$

여기서, $\mathbf{S}_{\mathrm{A}}^{ij} = \mathbf{S}^{ij}\big|_{x=0}$, $\mathbf{S}_{\mathrm{p}}^{ij} = \mathbf{S}^{ij}\big|_{x=\mathrm{p}}$ 이다. $\mathbf{i} = [i_x\ \ i_y]^T$ 와 $\mathbf{j} = [j_x\ \ j_y]^T$ 는 빔의 기준좌표계의 x, y 축에 대한 단위벡터이다. 빔의 전체 변형에너지는 식(7)과 같이 임의의 점에서 생기는 변형에너지를 축 전체길이에 대해 적분하여 구할 수 있다 [16].

$$\begin{aligned} U^{ij} &= \frac{1}{2}\int_0^l \left(Ea\left(\frac{\partial u_l}{\partial x}\right)^2 + EI\left(\frac{\partial^2 u_t}{\partial x^2}\right)^2 \right) dx \\ &= \frac{1}{2}\mathbf{e}^{ij\,T}\mathbf{K}_a^{ij}\mathbf{e}^{ij} \end{aligned} \tag{7}$$

여기서, E 는 종탄성계수, a 는 축의 단면적, I 는 빔 요소의 2 차 관성모멘트를 나타낸다. 또한 $\mathbf{K}_a^{ij}$ 는 요소의 강성행렬(stiffness matrix)로 절대절점 좌표에 대한 비선형 함수로 표현된다. 결국, 탄성력은 식(8)과 같이 전체 변형에너지를 일반좌표로 편미분해서 얻을 수 있으며 시간에 따라서 변하게 된다 [16].

$$\left(\frac{\partial U^{ij}}{\partial \mathbf{e}^{ij}}\right) = \mathbf{Q}_k^{ij} \tag{8}$$

3.1.3 구속식 및 외력

매우 유연한 케이블을 모델링 하기 위하여 절대절점좌표를 이용한 다수의 빔 요소가 사용될 경우의 운동방정식에는 두 종류의 구속형태가 있다. 하나는 케이블을 구성하는 빔 요소와 빔 요소의 연결구속(connectivity constraints)이며, 다른 하나는 케이블과 케이블을 연결하는 조인트 구속(joint constraints)이다. 구속은 구속력을 발생시키는데, 케이블을 구성하기 위한 빔 요소의 연결구속에 의한 구속력은 유한요소법에서 사용하는 일반적인 조합(assemble) 방법인 직접강성법(direct stiffness method)을 이용하거나, QR 행렬분해(decomposition) 방법 [17] 을 이용하여 전체 시스템에서 완전 제거될 수 있다. 그러나 조인트의 구속에 의한 자코비안은 라그랑지 승수(lagrange multiplier) 벡터 $\boldsymbol{\lambda}$ 와 곱해져 구속반력이 되며, 케이블 i 의 운동방정식을 식(9)와 같이 쓸 수 있다.

$$\mathbf{M}_a^i \ddot{\mathbf{e}}^i + \boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}^i}^T \boldsymbol{\lambda} + \mathbf{Q}_k^i + \mathbf{Q}_d^i = \mathbf{Q}_e^i \tag{9}$$

여기서, $\mathbf{M}_a^i$ 는 빔 요소로 구성된 케이블 i 의 질량행렬, $\boldsymbol{\Phi}$ 는 구속식을 의미하고, $\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}^i}$ 는 이에 대한 자코비안 행렬이다. $\mathbf{Q}_k^i$ 는 탄성력 벡터이고, $\mathbf{Q}_e^i$ 는 중력과 스프링-댐퍼(spring-damper) 등에 의한 외력벡터이다. 그리고 $\mathbf{Q}_d^i$ 는 케이블의 감쇠특성에 의한 감쇠력(damping force) 벡터로서, 본 논문에서는 감쇠력 $\mathbf{Q}_d^i$ 을 계산하기 위해 Ralyeigh 비례댐핑 방법(proportional damping method) [18] 을 이용하였으며 식(10)과 같다.

$$\begin{aligned}
&\mathbf{Q}_d^i = \mathbf{C}^i \dot{\mathbf{e}}^i \\
&\mathbf{C}^i = \alpha \mathbf{M}_a^i + \beta \mathbf{K}_a^i \\
&\alpha = \frac{2\omega_1\omega_2(\xi_1\omega_2 - \xi_2\omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \\
&\beta = \frac{2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2}
\end{aligned} \tag{10}$$

여기서, $\mathbf{K}_a^i$ 는 식(7)에 의해 계산될 수 있는 케이블 i 의 강성행렬(stiffness matrix)이며, ω_1, ω_2 는 최저차 주파수이고, ξ_1, ξ_2 는 시험 [19] 에 의해 얻을 수 있는 감쇠계수이다.

3.1.4 구속 가선계의 운동방정식

구속식 $\boldsymbol{\Phi}$ 에서 시간에 대하여 2 차 미분을 수행하면 식(11)과 같이 구속식에 대한 가속도항을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
&\boldsymbol{\Phi}(\mathbf{e}, t) = \mathbf{0} \\
&\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}}\ \ddot{\mathbf{e}} = -(\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}}\dot{\mathbf{e}})_{\mathbf{e}}\dot{\mathbf{e}} - 2\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}t}\dot{\mathbf{e}} - \boldsymbol{\Phi}_{tt} = \boldsymbol{\gamma}
\end{aligned} \tag{11}$$

여기서, $\mathbf{e} = [\mathbf{e}^1, \mathbf{e}^2, \cdots, \mathbf{e}^i, \cdots, \mathbf{e}^{n^b}]$ 이며, n^b 는 가선계를 구성하는 전체 케이블의 수이다. 식(9)와 식(11)을 행렬형태로 조합하여 쓰면 식(12)와 같이 절대절점좌표만을 이용한 가선계의 전체 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_a & \boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}}^T \\ \boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{e}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{e}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_a \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \tag{12}$$

여기서, $\mathbf{M}_a = diag[\mathbf{M}^i]$, $\mathbf{Q}_a = \mathbf{Q}_e - \mathbf{Q}_k - \mathbf{Q}_d$ 이다. 식(12)는 미분대수방정식(DAE: differential algebraic equations)이며 이 식을 효율적으로 풀기 위한 많은 방법들이 제안되어있다 [20].

3.2 가선계의 동특성 해석

Fig.5 와 같이 3 경간 가선계의 2 차원 시뮬레이션 모델을 구성하고, 유도한 운동방정식을 이용하여 그 동적 특성을 해석하였다. 참고로, 모델링 된 가선계는 경부고속철도(KTX)에 실제 이용되고 있으며 해석에 필요한 Table 1 의 물성치 및 가선계의 구조는 그 설계 데이터를 참고하였다 [13]. 행거선은 인장력만 갖는 비선형 스프링으로 모델링 하

였으며 그 질량은 접촉선과 연결되는 노드점에 부과하였다. 곡선당김 금구의 질량 또한 접촉선과의 연결점에 부과하였다. 가선계에 사용된 케이블은 접촉선 3 개, 조가선 3 개이며, 각각 16 개와 24 개의 빔 요소로 구성하고 해석하였다.

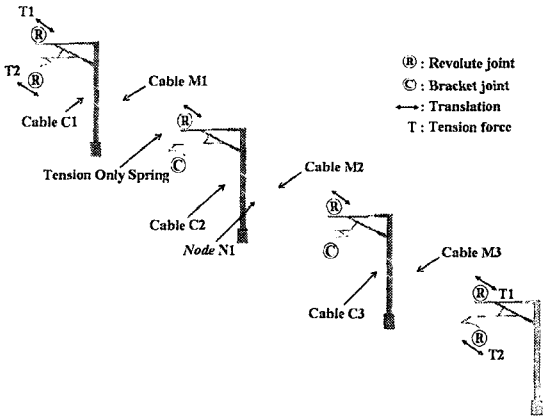

Fig. 5 Simulation model of a catenary system for KTX

Table 1 Simulation model data

	선밀도 (kg/m)	영계수 E(Gpa)	단면적 A (mm^2)	장력 T (N)	감쇠비 α , β
조가선	0.605	110	65.49E-6	14000	0.05, 0.00
접촉선	1.334	118	150.0E-6	20000	0.01, 0.00
곡선당김금구 질량			0.9 kg		
행거선 (7ea / Span)	선밀도		0.108 kg/m		
	강성		200000 N/m		
	감쇠비		200 Ns/m		
경간	경간수		3		
	1 경간		49.5 m		

본 연구에서는 가선계의 정적상태를 확인하기 위하여 Fig.5 의 모델과 같이 초기 위치를 만든 후 접촉선과 조가선의 양단에 각각 설계상 정해진 장력을 부과하였다. 이때 각 케이블을 16 개와 24 개의 빔 요소로 구성하고 해석했을 때, 두 번째 경간 접촉선의 가운데 노드 점 N1 의 y 방향 변위를 Fig.6 에서 보여주고 있다.

해석결과에서 알 수 있듯이, 각 케이블을 구성하는 빔 요소의 수를 16 개를 사용해도 충분히 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

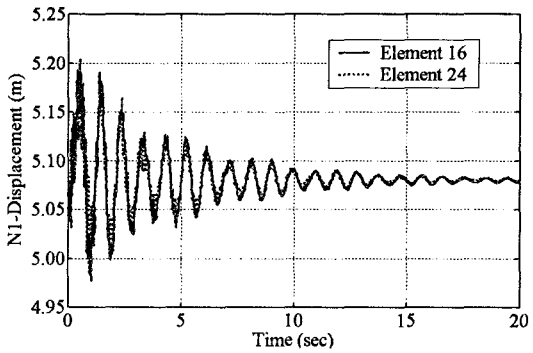

Fig. 6 Static position analysis of catenary system

Fig.7 은 각 케이블을 16 개의 빔 요소로 구성하고 정적상태를 2 초 동한 유지한 후, 노드 N1 을 F=100 sin(2π t)로 3 초 동안 상하로 가진하였을 때의 노드 N1 의 y 방향 변위를 보여주고 있다.

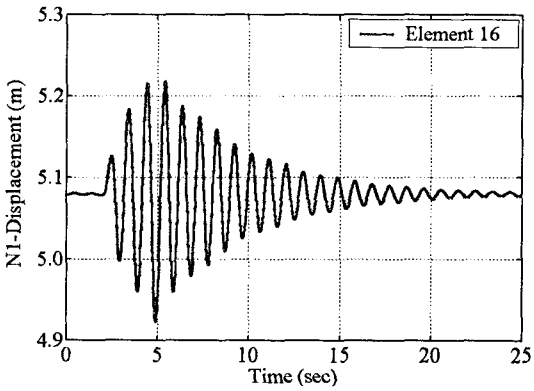

Fig. 7 Static position of a catenary system

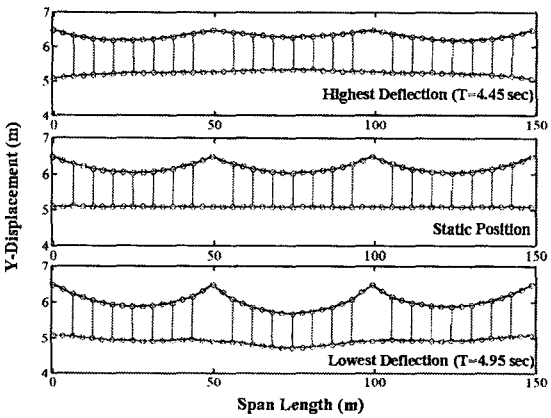

Fig. 8 Dynamic behavior of a catenary system

Fig.8 은 Fig.7 에서 노드 N1 의 변위가 상방향과 하방향으로 최대가 될 때 가선계의 전체 거동을 보여준다.

4. 판토그래프의 동특성 해석

집전시스템의 동적 해석을 위해 지금까지 대부분의 연구에서는 판토그래프를 Fig.9(a)와 같이 3 자유도의 질량 등가모델로 구성하여 연구를 수행하였다. 그러나 3 자유도의 질량 등가모델은 수직방향에 대한 동적 특성은 비교적 잘 구현할 수 있으나, 주로 핀 이음으로 연결된 판토그래프의 조인트 반력과 같은 기구적인 특성은 계산 할 수 없는 한계를 갖는다. 본 논문에서는 한국형 고속전철에 사용되고 있는 판토그래프 [13] 를 Fig.9(b)와 같이 강체와 핀 조인트, 스프링-댐퍼 요소로 연결된 일반적인 다물체 시스템으로 모델링하였다.

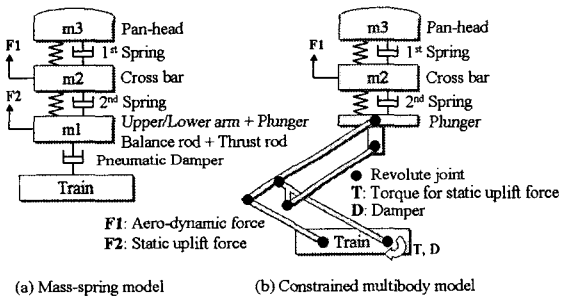

Fig. 9 Simulation models for pantograph

강체로 구성된 판토그래프의 다물체 시스템에 대한 일반적인 운동방정식은 식(13)과 같이 쓸 수 있다 [20].

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_r & \mathbf{\Phi}_{\mathbf{r}}^T \\ \mathbf{\Phi}_{\mathbf{r}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_r \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \tag{13}$$

여기서, 강체좌표계 $\mathbf{r} = [\mathbf{r}^1, \mathbf{r}^2, \cdots \mathbf{r}^{nr}]$ 이고, nr 은 판토그래프를 구성하는 전체 강체의 수이다. 또한 $\mathbf{r}^k = [x^k, y^k, \theta^k]^T$ 이며, $\mathbf{M}_r$ 은 강체의 질량행렬, $\mathbf{\Phi}_{\mathbf{r}}$ 은 강체좌표계에 대한 자코비안 행렬, $\mathbf{Q}_r$ 은 강체좌표계에 대한 외력이다.

Fig.10 에서는 가선계와의 인터페이스를 고려하기 전에 Fig.9 의 두 방법을 이용하여 모델링한 판토그래프를 정지상태의 차량 지붕으로부터 전개시켜 가선계에 접촉시켰을 때의 해석결과를 보여주고 있다. (가선계와 판토그래프의 접촉 모델링 방법은 이어지는 두 번째 논문에서 설명된다.)

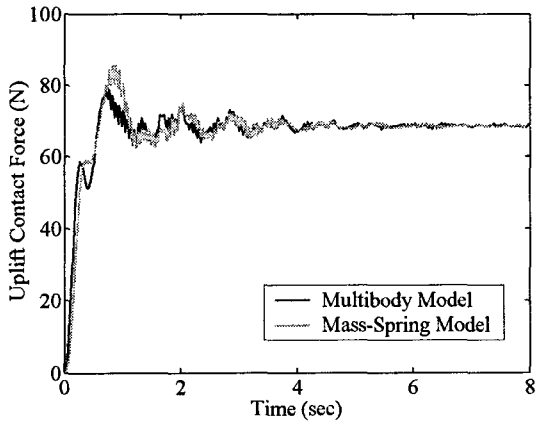

Fig. 10 Contact force between pan head and cable

해석결과에서 질량-스프링 모델의 과도응답이 조금 크게 나타나는데, 이는 질량 m1 에 각 링크의 무게를 집중시키기 때문으로 사료된다. 그러나 전체적인 위상과 진폭은 거의 일치한다.

5. 결 론

본 논문에서는 고속전철을 위한 집전시스템의 가선계와 판토그래프를 각각 모델링 할 수 있는 방법을 제시하였다. 특히 그 동안 실제적인 모델링이 어려웠던 가선계의 대변형 현상을 구현하기 위해 절대절점좌표를 이용한 동역학 해석방법을 제안하였으며, 제안된 방법을 이용해 경부고속전철 가선계의 동특성을 해석하였다. 또한 가선계와 판토그래프의 모델을 하나로 통합하여 그 동적 상호작용을 해석하기 위한 전 단계로서, 한국형 고속전철에 사용되고 있는 판토그래프의 기구 동역학적 모델링 방법과 성능을 해석해 보았다.

이어지는 두 번째 논문에서는 가선계와 판토그래프를 통합하여 해석할 수 있는 조합운동방정식을 제안하며, 나아가 한 번의 다물체 동역학 해석으로 실제 시험 중에는 측정이 어려운, 접촉선의 동응력 이력을 계산할 수 있는 방법을 제시한

다. 이는 고속전철의 반복주행에 의한 접촉선의 피로특성까지 예측할 수 있는 기반이 될 수 있으며 다물체 동역학과 구조 동역학이 하나의 시뮬레이션 모델만으로 가능함을 의미한다.

참고문헌

1. Kim, J. S., Choi, B. D., "A Study on the Dynamic Characteristics of a Catenary System," KSNVE, Vol. 9, No. 2, pp. 317-323, 1999.
2. Kim. J. S., Park, S. H., "Dynamic Simulation of KTX Catenary System for Changing Design Parameters," KSNVE, Vol. 11, No. 2, pp. 346 - 353, 2001.
3. Kim, J. W., Park, I. K., "A Modeling and Contact Force Analysis of the Catenary-pantograph System for a High-speed Rail Vehicle," KSNVE, Vol. 13, No. 6, pp. 474-483, 2003.
4. Lim, J. S., "Analysis of Catenary-Pantograph Motion by Green's Function," KSME, Vol. 16, No. 8, pp. 1438-1445, 1992.
5. Kim, Y. H., Park, Y. K., "Wave Propagation Characteristics along a Catenary with Arbitrary Boundary Conditions," KSME, Vol. 16, No. 11, pp. 2059-2071, 1992.
6. Choi, Y. S., "Current Collection of Catenary System with Time-Varying Stiffness," KSR, Vol. 3, No. 3, pp. 131 - 138, 2000.
7. Hur, S., Kyung, D. H., Song, D. H., "A Study on the Dynamic Simulation of High Speed Current Collection System," KSR, Vol. 5, No. 1, 2002.
8. Wu, T. X., Brennan, M. J., "Basic Analytical Study of Pantograph-Catenary System Dynamics," J. of Vehicle System Dynamics, Vol. 30, pp. 443-456, 1998.
9. Collina, A., Bruni, S., "Numerical Simulation of Pantograph-Overhead Equipment Interaction," J. of Vehicle System Dynamics, Vol. 38, No. 4, pp. 261-291, 2002.
10. Katsushi, Manabe, "High-Speed Contact Performance of a Catenary-Pantograph System," JSME International Journal, Vol. 32, No. 2, pp. 31-40, 1989.
11. Han, H. S., "Simulation-based Parametric Study of the Current Collection System of High Speed Trains," KSR, Vol. 6, No. 4, pp. 279-285, 2003.
12. Gasendo-S2 Manual, RTRI (Railway Technical Research Institute in Japan), 1994.
13. KITECH, 2nd-Step, 2nd-Year, Report (00-II-2-1-10), "The Development of Pantograph", 2001.
14. Shabana, A. A., "Computer Implementation of the Absolute Nodal Coordinate Formulation for Flexible Multibody Dynamics," J. of Nonlinear Dynamics, Vol. 16, pp. 293-306, 1988.
15. Escalona, J. L., Hussien, H. A., Shabana, A. A., "Application of the Absolute Nodal Coordinate Formulation to Multibody System Dynamics," J. of Nonlinear Dynamics, Vol. 16, pp. 293-306, 1988.
16. Shabana, A. A., Dynamics of Multibody Systems, Cambridge University Press, pp. 311-323, 1988.
17. Yakoub, R. Y., Shabana, A. A., "Use of Cholesky Coordinates and the Absolute Nodal Coordinate Formulation in the Computer Simulation of Flexible Multibody Systems", J. of Nonlinear Dynamics, Vol. 20, pp. 267-282, 1999.
18. Takahashi, Y., Shimizu, N., Suzuki, K., "Introduction of Damping Matrix into Absolute Nodal Coordinate Formulation," Proceedings of the First Asian Conference on Multibody Dynamics (ACMD' 2002), pp. 33-40, 2002.
19. Yoo, W. S., Lee, S. J., Sohn, J. H., "Comparison of Physical Experiments and Computer Simulation with Absolute Nodal Coordinate Formulation: Large Deformation of a Thin Cantilever Beam," Proc. of the ASME International Conference (DETC 2003/VIB-48307).
20. Haug, E. J., Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, 1989.